

УДК 537



Філін С.О.

Філін С.О. доктор техн. наук

Західнопоморський технологічний університет у Щецині
алея Піастів 17, Щецин, 70-310, Польща;
e-mail: Sergiy.Filin@zut.edu.pl

РОЗРАХУНОК ШВИДКОДІЇ ТЕРМОЕЛЕКТРИЧНОГО ОХОЛОДЖУВАЧА НАПОЇВ З «МОКРИМИ» КОНТАКТОМ

У статті запропоновано інженерну методику розрахунку швидкості охолодження напою в термоелектричному охолоджувачі з мокрим і сухим контактом. Розрахунковим шляхом був підтверджений раніше доведений експериментально висновок про те, що заповнення щілини між пляшкою з напоєм і ємністю охолоджувача дозволяє істотно підвищити швидкодію охолоджувача. Представлено результати порівняльних розрахунків на прикладі автомобільного охолоджувача напоїв Car mini-cooler FM 201.001. Запропоновано шляхи удосконалення конструкції охолоджувача з метою підвищення його швидкодії.

Бібл. 14, Рис. 6, Табл. 5.

Ключові слова: охолоджувач напоїв, швидкість охолодження, умови теплообміну, теплові опори.

Вступ

Дана стаття є другою частиною циклу з трьох праць, присвячених розробці та дослідженню термоелектричних охолоджувачів напоїв з мокрим контактом. У попередній статті [1] було проаналізовано ринок сучасних побутових і автомобільних термоелектричних охолоджувачів напоїв з точки зору їх швидкості охолодження. Показники швидкодії цих пристроїв не задовольняють запити споживачів. Шляхом експериментальних досліджень було доведено ефективність застосування т.зв. «мокрого» контакту для збільшення швидкодії охолоджувачів. Мокрий контакт – це заповнення повітряного зазору між банкою або пляшкою з напоєм і ємністю охолоджувача водою або іншою рідиною. Наведений нижче теоретичний аналіз дозволяє визначити основні фактори, що впливають на згадану ефективність.

Розрахункова модель

Вихідні дані та припущення

1. Як і в експерименті [1], в якості охолоджуваного напою приймаємо воду, як рідину з найбільшою теплоємністю. Такий підхід дозволяє виключити спекуляції, пов'язані з неточністю визначення теплофізичних властивостей конкретних напоїв.
2. Аналогічно, в якості тари для напою приймаємо алюмінієву банку, ємністю 0.33 літри. Її параметри стандартизовані і уніфіковані в більшості країн світу [4].
3. Параметри охолоджувача, в тому числі термоелектричного модуля, прив'язуємо до дійсних технічних характеристик охолоджувачів типу Car mini-cooler FM 201.001, використаних в експерименті (рис. 1).



Рис. 1. Автомобільний охолоджувач напоїв Car mini-cooler FM 201.001 (зліва), справа окремо його ємність з встановленим на ній термоелектричним модулем

4. Дно ємності в охолоджувачі Car mini-cooler FM 201.001 виконання як окремий елемент з неметалевого матеріалу, а дно банки увігнуте. Має місце лінійний безпосередній контакт банки і дна по колу опуклою частини дна. Тому при розрахунку охолоджувача з сухим контактом приймаємо, що поверхня дна не бере участі в теплообміні між ємністю і банкою з напоєм.
5. Тепловим опором банки зважаючи на його малість нехтуємо. Однак в разі пластикової пляшки ця складова загального теплового опору повинна враховуватися.
6. Приймаємо, що простір між ємністю і корпусом охолоджувача заповнений теплоізоляцією з пінополіуретану (рис. 2).

Ошибка! Ошибка внедренного объекта.

Рис. 2. Розрахункова схема охолоджувача напоїв.

Таблиця 1

Вихідні дані для розрахунку

Параметр	Величина	Джерело	Примітка
Ємність охолоджувача			
Матеріал		Дані вироб-ника	Алюмінієвий сплав АМЦ
Коефіцієнт теплопровідності, λ_p	188 Вт/м К	[2]	
Питома масова теплоємність, c_p	985 Дж/(кг·К)	[2]	
Маса (без донної частини), m_p	113.850 г		Виміряна
Висота, h_p	69 мм		Виміряна
Внутрішній діаметр, d_p	67 мм		Виміряна

Товщина, δ_p	2 мм		Виміряна
Вода в ємності			
Коефіцієнт теплопровідності, λ_w	0.55 Вт/(м·К)	[3]	При температурі 10 °С
Питома масова теплоємність, C_w	4200 Дж/(кг·К)	[3]	При температурі 10 °С
Загальна маса, m_w	15.0 г		Виміряна
в т.ч. маса води в циліндричній зазорі, m_{w1}	7.1 г		Розраховано
Висота, h_w	68 мм		На 1 мм менше, ніж h_p
Товщина шару, δ_w	0.5 мм		$(D_p - D_c)/2$
Банка для напою			
матеріал		[4]	Алюмінієвий сплав АМг2
Коефіцієнт теплопровідності, λ_c	159 Вт/(м·К)	[5]	
Питома масова теплоємність, C_c	963 Дж/(кг·К)	[5]	
Маса, m_c	13.280 г		Виміряна
Зовнішній діаметр, D_c	66 мм	[4]	
Висота, h_c	115.2 мм	[4]	
Товщина, δ_c	0.11 ... 0.30 мм	[4]	0.11 - в циліндричній частині 0.30 - в нижній частині
Напій (вода)			
Коефіцієнт теплопровідності, λ_d	0.574 Вт / м К	[3]	При температурі 15 °С ¹
Питома масова теплоємність, c_d	4190 Дж/(кг·К)	[3]	При температурі 15 °С
Маса, m_d	332.0 г		Виміряна
Ізоляція			
матеріал			Пінополіуретан
Коефіцієнт теплопровідності, λ_{in}	0.029 Вт/(м·К)	[6]	
Питома теплоємність, c_{in}	1.47	[6]	
Щільність, σ_{in}	40 кг/м ³	[6], [7]	
Товщина, δ_{in}	6.5 мм		Виміряна

Розрахунок теоретично мінімального часу охолодження

Мінімальний час τ_{\min} охолодження напою в банку до температури t_f (при ідеальних умовах теплообміну на межах середовищ) можна знайти з теплового балансу холодної сторони охолоджувача:

$$(\bar{Q}_0 - \bar{Q}_2 - \bar{Q}_3 - \bar{Q}_{in}) \cdot \tau_{\min} = Q_d + Q_c + Q_w + Q_p + Q_{in}, \quad (1)$$

$$(\bar{Q}_0 - \bar{Q}_2 - \bar{Q}_3 - \bar{Q}_{in}) \cdot \tau_{\min} = m_d c_d \cdot (t_a - t_f) + (m_w c_w + m_p c_p) \cdot (t_a - t_p) + (m_{in} c_{in}) \cdot \frac{t_a - t_p}{2}, \quad (2)$$

¹

Прийнята як середня температура напою в процесі його охолодження.

де: \bar{Q}_0 – середня за час охолодження холодопродуктивність термоелектричного модуля; \bar{Q}_2 – середня потужність теплопритоку від навколишнього середовища через дно банки, \bar{Q}_3 – середня потужність теплопритоку від навколишнього середовища до верхньої, що не зануреної в ємність частини банки, \bar{Q}_{in} – середня потужність теплопритоку від навколишнього середовища через ізоляцію, $Q_d, Q_c, Q_w, Q_p, Q_{in}$ – кількість теплоти відведений від напою (drink), банки (can), води в зазорі (water), ємності (pol. - pojemnik) та ізоляції (insulation) відповідно, m – маса, c – теплоємність, t_a – температура повітря в приміщенні, вона ж початкова температура всіх елементів, t_f – (finish) кінцева температура напою, t_p – середня температура ємності охолоджувача в кінці процесу охолодження.

Єдиною невідомою величиною в рівнянні (2) є температура t_p . Її можна розрахувати з теплового балансу зазору або скористатися експериментальними даними. Закладаючи в розрахунок величини $t_a = 25^\circ\text{C}$, $t_f = 10^\circ\text{C}$, $t_p = 8.2^\circ\text{C}$ і підставляючи дані з таблиці 1, отримуємо:

Таблиця 2

Проміжні результати розрахунку складових теплового балансу

Об'єкт	Позначення	m, c_i [Дж / К]	Q_i [Дж]	Процентне співвідношення
Напій	m_d, c_d, Q_d	1382.7	20740.5	87.44%
Банка	m_c, c_c, Q_c	11.95	200.76	0.85%
Вода в зазорі	m_w, c_w, Q_w	62.85	1055.88	4.45%
Ємність	m_p, c_p, Q_p	102.46	1721.3	7.26%
Ізоляція	m_{in}, c_{in}, Q_{in}	0.013	0.1065	0.0005%
Сума	Σ	1560	23718.6	100%

З представлених даних випливає, що, з точки зору масової теплоємності, наявність води в зазорі збільшує теплове навантаження на модуль менш, ніж на 5%. Вплив банки (0.85%) знаходиться в межах похибки експерименту, а отже, може не враховуватися в інженерних розрахунках, подібно, як і вплив ізоляції, який взагалі неістотний. Нижче проаналізовано роль теплових опорів тих же елементів. Аналогічний висновок по відношенню до ізоляції можна зробити при аналізі структури теплопритоків. У роботах [9], [10] було показано, що ізолювання льодоформи термоелектричних льодогенераторів кубикового льоду не дає збільшення продуктивності льодогенератора, тому що основну частку теплового навантаження становить процес фазового переходу вода-лід. Незважаючи на те, що в нашому прикладі не йдеться про заморожування напою, внесок теплопритоків з навколишнього середовища також не є суттєвим. І в разі льодогенераторів і в охолоджувачах, тобто у виробках, де динамічні характеристики є визначальними, тепловий опір шарів матеріалів між об'єктом охолодження і джерелом холоду

справляє більший вплив, ніж масова теплоємність. Дані експериментів і подальші розрахунки підтверджують цю тезу.

Алгоритм розрахунку середньої холодопродуктивності модуля \bar{Q}_0

Щоб можна було скористатися даними виробника модуля, наведеними в таблиці 3 і на рис. 3, слід:

- 1) інтерполювати величини $Q_{0\max}$ та ΔT_{\max} між двома температурами гарячої сторони охолоджувача (виробник дає дані для температур 27 і 50 °С) для температури t_h гарячого радіатора в усталеному режимі, яка була виміряна під час експерименту, тобто для $t_h = 32^\circ\text{C}$;
- 2) визначити величину відносного струму I/I_{\max} . У нашому випадку це $2.15 / 3.4 = 0.63$;
- 3) побудувати залежність $Q_{0\max}(\Delta T_{\max})$ для цього співвідношення і вищезгаданої температури t_h ;
- 4) використовуючи прийняті вище закладення, обчислити $\Delta T = t_h - t_p$ і графічно визначити \bar{Q}_0 як показано на рис. 4.

Іншим можливим варіантом є розрахунок \bar{Q}_0 за формулою запропонованою в роботі [8].

Таблиця 3

Технічні параметри модуля MT-1-1.45-143S

Параметри	Величини	MT-1-1.45-143S
Струм, max	А	3.4
Напруга, max	В	16.6
Потужність охолодження, max (в $T_h = 27^\circ\text{C}$)	Вт	33
Темп. Різниця, max (в $T_h = 27^\circ\text{C}$ у вакуумі)	К	70
Опір (в $T_h=27^\circ\text{C amb}$)	Омм	$4.56 \pm 10\%$
Ширина	мм	$40 + 0.5/-0.1$
Довжина	мм	$40 + 0.5/-0.1$
Товщина	мм	3.8
Толерантність до товщини	мм	± 0.3
Паралельна різниця	мм	0.05
Довжина дроту	мм	$120 + 10$
Дротяна секція	мм ²	0.35
Робоча температура, max	°С	90

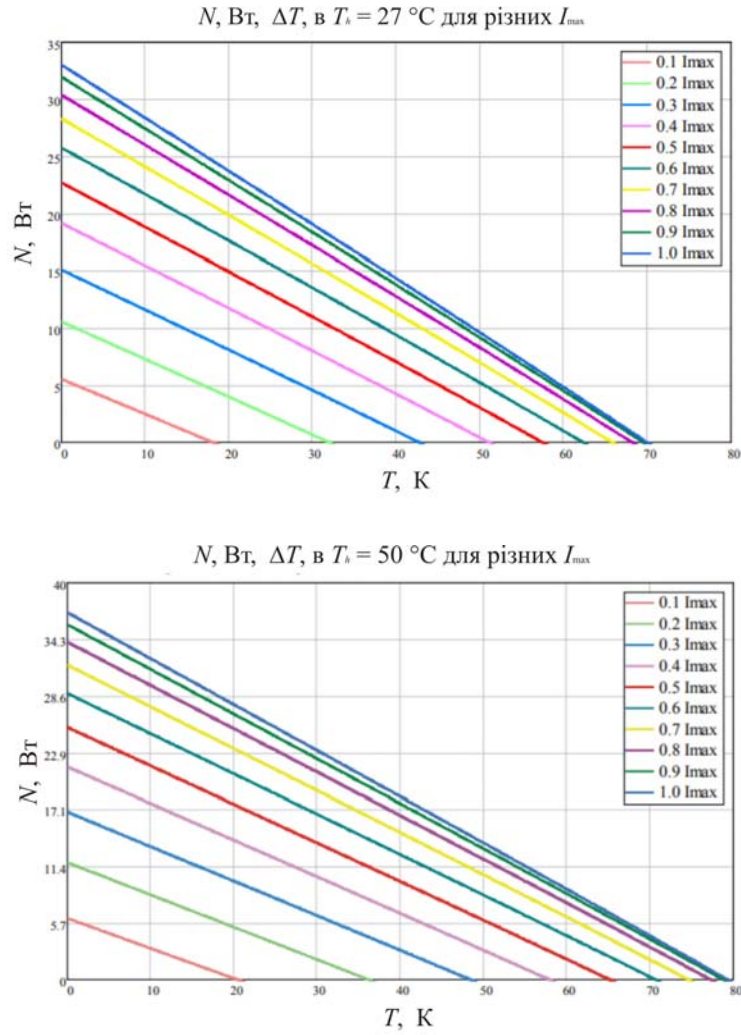


Рис. 3. Навантажувальні характеристики модуля МТ-1-1.45-143S.

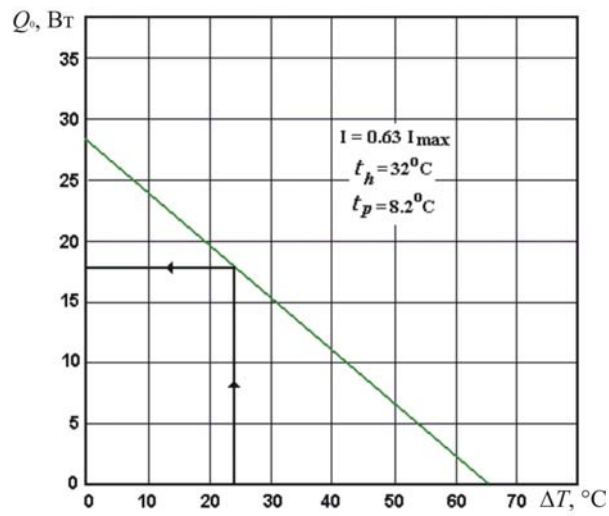


Рис.4. Графічний спосіб визначення холодопродуктивності модуля МТ-1-1.45-143S в сталому режимі роботи на базі даних виробника (рис. 3).

Ошибка! Ошибка внедренного объекта.

Рис.5. Типова динаміка зміни температур по холодній та гарячій стороні модуля термоелектричного охолоджувача при температурі навколишнього середовища $t_a = 25^\circ\text{C}$: 1 - температура гарячого радіатора t_h , 2 - температура ємності при мокрому контакті t_{pw} , 3 - температура ємності при сухому контакті t_{pd} , 4 - середня температура напою t_d .

Через змінність температур по обидва боки термоелектричного модуля величина \bar{Q}_0 також не є сталою. Її відносна стабілізація настає приблизно через 10 хвилин після включення охолоджувача (рис. 5). Тому, щоб збільшити точність розрахунку, можна окремо визначити величини Q_{01}^2 і Q_{02} для двох відрізків часу τ_1 і τ_2 і потім скористатися формулою (3)

$$\bar{Q}_0 = \frac{Q_{01} \cdot \tau_{\min} + Q_{02} \cdot (\tau_{\min} - \tau_1)}{\tau_{\min}} \quad (3)$$

де $\tau_1 = 10$ хвилин.

Підставляючи вираз (3) в вираз (2) знаходимо τ_{\min} .

$$\tau_{\min} = \left(\frac{\sum Q_i - 10 \cdot 60 \cdot Q_{01}}{Q_{02}} \right) + 10 \cdot 60 = 1244.9 \text{ s} = 20\text{m}48\text{s}, \quad (4)$$

де $Q_{01} = 20.4$ Вт, $Q_{02} = 17.8$ Вт.

Розрахунок величин \bar{Q}_2 , \bar{Q}_3 , \bar{Q}_{in} по відомим залежностям для теплопередачі через багат шарову стінку і для природної конвекції в повітрі (з урахуванням даних представлених в таблиці 4): дав наступні результати: $\bar{Q}_2 = 0.027$ Вт, $\bar{Q}_3 = 0.063$ Вт, $\bar{Q}_{in} = 0.019$ Вт. Сума цих трьох теплопритоків (0.109 Вт) становить всього 0.6 % середньої холодопродуктивності модуля, що дає можливість не враховувати їх в інженерних розрахунках.

Фактичний час охолодження напою від 25°C до 10°C в 2.5 рази більше (табл. 5), що обумовлено тепловими опорами шарів δ_c , δ_w і δ_p (рис.2).

Розрахунок часу охолодження з урахуванням теплових опорів шарів

Щоб врахувати вплив теплового опору шарів середовищ, що знаходяться в зазорі між напоєм і джерелом холоду (модулем), потрібно скористатися тепловим балансом об'єкта охолодження в регулярному тепловому режимі [3, 11]:

$$\sum (m_i c_i) \cdot d(\Delta t_1) = k_{\Sigma} \cdot F \cdot \Delta t_f \cdot d(\tau) \quad (5)$$

Вирішуючи рівність (5) щодо τ , отримуємо:

$$\tau = \frac{\sum m_i c_i}{k_{\Sigma} F} \ln \frac{t_a - t_p}{t_f - t_p}, \quad (6)$$

де:

$$k_{\Sigma} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_d} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{\delta_p^*}{\lambda_p}} \quad (7)$$

В залежності (6) враховуємо окремо теплообмін через дно ємності, виконане з жорсткого пластика ($\lambda_b = 0.2$ Вт/(м·К)). В залежності (7), при розрахунку теплового опору ємності δ_p^*/λ_p , використовуємо наведену товщину δ_p^* , розраховану за формулою (8):

$$\delta_p^* = \frac{F_1 \delta_1 + (F - F_1)}{F} \quad (8)$$

де: $F_1 = h_p a_m$, $F = \pi d_p h_p$, $\delta_1 = \delta_p + 5$ mm (див. рис. 1), $\delta_2 = 1/2 (\pi d_p - a_m/2)$.

Підставляючи дані з таблиці 1, і, приймаючи коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки банки $\alpha_d = 140$ Вт/м² [12, 13], отримуємо $\delta_p^* = 36$ mm, $k_{\Sigma} = 122.1$ Вт/м²К.

Обговорення результатів і висновки

З табл. 4 видно, як радикально змінюється роль опору в зазорі ємність-банк при переході від сухого контакту до мокрого: з 76.5 % до 12.1 % загального опору. На сірому тлі в таблиці показані опори, які не враховуються в розрахунку.

Таблиця 4

Проміжні результати розрахунку термічного опору шарів

об'єкт	позначення	Величина, К / Вт	Процентне співвідношення, %			
			сухий контакт	мокрый контакт	сухий контакт	мокрый контакт
Напій – банка		$1 / \alpha_d$	0.0066	0.0066	23.3	87.9
Банка		δ_c / λ_c	0.0000018	0.0000018		

Продовження таблиці 4

Зазор повітря		$\delta_{air} / \lambda_{air}$	0.0217		76.7	
- вода		δ_w / λ_w		0.00091		12.1
Ємність		δ_p / λ_p	0.0000191	0.0000191		
Ізоляція		$\delta_{in} / \lambda_{in}$	0.224	0.224		
Банка - повітря		$1 / \alpha_c$	0.25	0.25		
Напій - дно ємності:						
– повітря		$1 / \alpha_d + \delta_{air} / \lambda_{air} +$	0.18			
– вода		δ_b / λ_b		0.019		
		$1 / \alpha_d + \delta_{w1} / \lambda_w +$				
		δ_b / λ_b				
		kΣ	0.0283	0.0075	100%	100%

Розрахунок часу охолодження напою (води) від температури 25°C до 10°C за формулою (6) з урахуванням залежностей (7) і (8) дав наступні результати (табл. 5):

Таблиця 5

Результати розрахунку часу охолодження напою в охолоджувачах з сухим і мокрим контактом

Тип охолоджувача	Теоретично мінімальний час, τ_{\min} , хвилини	Фактичний час, τ , хвилини	
		розрахунок	експеримент [1]
сухий контакт	19.82	68.57	70
мокрый контакт	20.82	30.43	50

Аналіз даних, представлених в таблиці 5, підтверджує раніше доведену експериментально [1] ефективність використання теплового контакту як засобу підвищення швидкодії термоелектричних охолоджувачів. Отримано гарний збіг розрахункового і отриманого на досліді часу охолодження для охолоджувача з сухим контактом. У той же час для охолоджувача з мокрим контактом розрахунковий час істотно менший за експериментальний. Це, з одного боку вказує на недосконалість методики розрахунку, головним чином, в частині оцінки впливу теплообміну через дно банки. Можна припустити, що наявність води під банкою принципово змінює роль цієї донної поверхні з позитивної на негативну, тобто більшою мірою збільшує теплоприток від навколишнього середовища, ніж збільшує поверхню теплообміну в напрямку напій-модуль.³ З іншого боку, це свідчить про наявність резерву ефективності використання ідеї мокрого контакту. Охолоджувач *Car mini-cooler FM 201.001* на початку не був розрахований і не був ідеально пристосований для використання води в зазорі ємність-банка.

Щоб максимально використовувати перевагу мокрого контакту, було запропоновано нове технічне рішення (рис.6) [14] охолоджувача. Він має ряд істотних відмінностей від описаного вище, а саме:

- висота ємності збільшена до висоти пляшки (банки);
- модуль розташований в донній частині ємності, що повноцінно включає донну поверхню в процес передачі тепла;
- збільшена товщина стінки ємності, що в свою чергу, збільшує ефективність стінки як ребра;
- запропоновано оригінальне рішення ущільнення зазору ємність-банку, що дозволяє уникнути витік води з зазору в разі перекидання охолоджувача.

Результати розрахунку і результати випробувань нового охолоджувача буде представлено в наступній статті.

Ошибка! Ошибка внедренного объекта.

Рис.6. Побутовий термоелектричний охолоджувач напоїв TSSN-0,5 [14]: 1 - циліндрична ємність, 2 - теплоізоляція, 3 - термоелектричний модуль, 4 - радіатор, 5 - вентилятор, 6 - гвинти кріплення вентилятора, 7 - гвинти стяжки агрегату, 8 - зовнішній корпус, 9 - вентиляційна решітка, 10 - ніжки, 11 - пляшка з напоєм, 12 - вода в зазорі, 13 - еластична ущільнююча манжета, 14 - накладка, 15 - гвинти кріплення накладки.

Література

1. Filin SO The influence of thermal contact between cooling surface and object on quick-speed thermoelectric coolers for beverages. Journal of Thermoelectricity. 2018, n.1, P. 66-78.
2. Теплофізичні властивості, склад і теплопровідність алюмінієвих сплавів. www.thermalinfo.ru.
3. Бобков В.А. Виробництво і застосування льоду. Харчова промисловість, Москва, 1977, 232 р.
4. ГОСТ 33748-2016. Банки алюмінієві глибокої витяжки з кришками, що легко відкриваються. Загальні технічні умови.
5. ГОСТ 4784-97. Алюміній і сплави алюмінієві деформівні. Марки.
6. СНіП 23-02. Розрахункові теплотехнічні показники полімерних будівельних матеріалів і виробів, теплоємність, теплопровідність і теплозасвоєння в залежності від щільності і вологості, паропроникність. Пінополістіроли, пінополіуретани, пінопласти.
7. <https://ppu-system.com/category-production/zhestkie/zalivka/sendvich-paneli/>
8. Filin S. Termoelektryczne urządzenia chłodnicze. IPPU Masta, Gdańsk, 2002 216 p.
9. Philin S.O. Thermoelectric ice-makers: Calculation, design, manufacturing experience. Journal of Thermoelectricity, n.2, 1997, P. 82-94.
10. Chmielowski M., Filin S., Zakrzewski B. Theory and technology of production of food complex-shaped ice with the application of two-sided freezing. Chemical and Process Engineering. Vol. 31, N. 3, 2010 P. 461-476.
11. Чижов Г.Б. Теплофізичні процеси в холодильній технології харчових продуктів. Харчова промисловість, Москва, 1979, 272 р.
12. Шаталіна І.М. : Теплообмін в процесах наморозування і танення льоду. - Л. : Вища школа, 1990, 120 р.
13. www.el-g.com.ua/article/kak-rasschitat-moshchnost-sistemy-obogreva-rezervuara.html
14. Filin S., Anatyshuk LI Termoelektryczne schładzacz napojów. Zgłoszenie patentowe PL 426737 z dnia 22.08.2018.

Подяки

Автор висловлює щире і глибоке вдячність керівництву S & PF Modul за люб'язно надану інформацію про технічні характеристики своїх виробів, закладену в основу розрахунків, і за багаторічне науково-технічне співробітництво.

Надійшла до редакції 13.05.2020

Філін С.О. доктор техн. наук

Западнопоморский технологический университет в Щецине
аллея Пиастов 17, Щецин, 70-310, Польша

e-mail: Sergiy.Filin@zut.edu.pl

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СОВРЕМЕННЫХ ТЕРМОЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ХОЛОДИЛЬНИКОВ

В статье проанализированы технические характеристики и в первую очередь энергетические современных термоэлектрических холодильников (ТЭХ), а также способы повышения их энергетической эффективности. Представлены результаты сравнительных испытаний новых, разработанных автором моделей ТЭХ и показаны их преимущества над мировыми аналогами. Библ. 7, Рис. 7.

Ключевые слова: термоэлектрический холодильник, транспортный холодильник, энергосбережение, регулирование температуры.

S.O. Filin *doctor of tech. science*

West Pomeranian University of Technology, Szczecin
17, al. Piastow, Szczecin, 70-310, Poland
e-mail: Sergiy.Filin@zut.edu.pl

COMPARATIVE ANALYSIS OF ENERGY CHARACTERISTICS OF MODERN THERMOELECTRIC REFRIGERATORS

This article analyzes technical, primarily energy characteristics of modern thermoelectric refrigerators (TER), as well as the ways to increase their energy efficiency. The results of comparative tests of new TER models developed by the author are presented and their advantages over the world analogues are shown. Bibl. 7, Fig. 7.

Key words: thermoelectric refrigerator, transport refrigerator, energy saving, temperature control.

References

1. Vainer A.L., Moiseev V.F. (2002). Power consumption minimizing of the thermoelectric cooler at position control. *J. Thermoelectricity*, 2, 68-71.
2. Patent RP № 224189. S.Filin, B. Jasińska, B. Zakrzewski, M. Chmielowski. Sposób redukcji zużycia energii przez chłodziarkę termoelektryczną i chłodziarka termoelektryczna. Publ. 06.12.2016.
3. Jasińska B., Filin S. (2015). Economical transport thermoelectric refrigerators with two-level temperature control: the experience of creation and test results. *J. Thermoelectricity*, 3, 38-44.
4. B. Zakrzewski (Ed.) (2015). Chłodnictwo i klimatyzacja. Podręcznik. Odessa: Astroprint.
5. Filin S., Jasińska B. (2013). Efektywność energetyczna transportowych chłodziarek termoelektrycznych. Energetycznie efektywne rozwiązania urządzeń chłodniczych, klimatyzacyjnych i pomp ciepła. *XLV Dni Chłodnictwa*. (Poznań, 13-14 11.2013). (s. 63-74).

6. Filin S.O., A.Owsicki, B.Zakrzewski. (2011). Experimental investigation of stationary thermoelectric coolers. Odessa: Astroprint [in Russian].
7. Filin S., Zakrzewski B. (2010). Zastosowanie dwupołożeniowego regulatora temperatury typu manometrycznego w chłodziarkach termoelektrycznych. *Chłodnictwo*, 1-2, 2010, 30-34.

Submitted 13.05.2020